

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representation of
The original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

(51)

Int. Cl. 2

I 04 B 1-20
F 16 H 23-00

3-1975

(19) BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT

WEST GERMANY
GROUP 3.4.3
CLASS 41.7
RECORDED

DT 23 46 836 A1

(11)

Offenlegungsschrift 23 46 836

(21)

Aktenzeichen: P 23 46 836.2

(22)

Anmeldetag: 18. 9. 73

(23)

Offenlegungstag: 27. 3. 75

(30)

Unionenrechte:

(32)

Bezeichnung: Verstellgetriebe

(71)

Anmelder: Ahrens, Willi, 2070 Großhansdorf

(72)

Erfinder: gleich Anmelder

AHRE/

D6486W/14 *DT 2346-836

Variable gear for axial piston pump - has swash plate universally jointed to each plunger rod

W AHRENS 18.09.73-DT-346836

Q56 Q64 (27.03.75) F04b-01/20 F16h-23

Pump has a non-rotating swash plate acting on the axially parallel plunger rods of the pump, mounted by ball bearings and an adjustable-inclination part and connected to a hollow shaft mounted in the gearcase and driven in the direction of rotation. The plate's inclination can be adjusted by a rod which is axially displaceable in the hollow shaft. The plate is universally jointed to each of the plunger rods. Preferably each joint is a universal joint, axially displaceable on a shaft. A cylinder is rotatable in a housing of the plungers and has a bore to receive a guide rod which is displaceable and rotatable in it and runs linearly, connected to the swash plate. Pulsation-free forwarding is obtd. 18. 9. 73 as 346836 (13pp)

to produce. Sets of holes are spaced to overlap, and overlapping length is 10 to 25% of total length of sets of holes. 13. 9. 73 as 346108 (14pp)

COST/

D6367W/14 *DT 2346-150

Rotary piston engine rotor - has annular inner and outer concentric sine-wave webs, contacting sliding separator plates

C A COSTANTINOU 13.09.73-DT-346150

Q51 Q52 (27.03.75) F01c-01/32 F02b-53

Rotary piston i. c. engine has a rotor with inner and outer annular, concentric webs of sine-wave form, whose side faces are corrugated and form the inner and outer rings of chambers within the housing. Separating plates are displaceable in the housing, with their end faces in sliding contact with the corrugated end faces of the webs. The housing has fuel inlet channels connected to the inner chambers and exhaust channels connected to the outer chambers, and transfer channels for pairwise connection of the inner and outer chambers. Valves in the transfer channels are functionally

© 3.75 509 813/609

7/70

DT 23 46 836 A1

2346836

Willi Ahrens, 207 Großhansdorf, Papenwisch 43

Verstellgetriebe

Die Erfindung bezieht sich auf ein Verstellgetriebe, insbesondere für Axialkolbenpumpen mit einer auf die axparallelen Stößelstangen der Pumpe einwirkenden, über Kugellager und einen neigungsverstellbaren Teil mit einer in dem Getriebegehäuse gelagerten, in Drehrichtung angetriebenen Hohlwelle verbundenen, nicht mitdrehenden Taumelscheibe, deren Neigung mittels einer in der Hohlwelle axial verschiebbaren Stange einstellbar ist.

Derartige Getriebe werden z.B. bei Axialpumpen in vielen Industriezweigen benötigt, in denen flüssige Prozesse täglich angesetzt, umgestellt und ergänzt werden müssen, z.B. in der chemischen Industrie, der Getränkeindustrie sowie bei der Mineralöl- und Wasseraufbereitung. Dabei fällt den Axialkolbenpumpen die Aufgabe des Messens, Zuteilens, Mischens, Druckerhöhens und Förderns zu.

509813/0609

Diese Vorgänge werden sowohl manuell, aber in größerem Umfang halb-oder vollautomatisch geregelt. Diese vielseitigen Einsatzmöglichkeiten und die technischen Anforderungen lassen klar erkennen, daß ein ideales Verstellgetriebe viele Voraussetzungen mitbringen muß.

Die wesentlichste Voraussetzung ist eine geringe Störanfälligkeit und eine pulsationsfreie Förderung über den ganzen Regelbereich, die mit federbelasteten Stößelstangen bei 100 - 200 Hpm kaum erreichbar ist.

Das ergibt sich aus folgender Überlegung:

Bei bekannten Verstellgetrieben sollen die Federn den Kontakt zwischen dem Stößel und der Taumelscheibe in jeder Arbeitsstellung sicherstellen. Dies setzt folgendes voraus:

1. Bei jeder eingestellten Hublänge muß die gespeicherte Kraft in der Feder groß genug sein, alle Widerstände zu überwinden, um den Stößel bis zur Anlage zu bringen.
2. Die Widerstände müssen genau bekannt sein, um die Federdimensionen so auszulegen, daß auch bei kleinstem Hub die Kraft vorhanden ist, um den Widerstand zu überwinden.

Das Verstellgetriebe gemäß der Erfindung soll folgenden Bedingungen genügen:

1. Es wird mit einer Hublänge zwischen 2 und 45 m/m gefahren.
2. Die Kolbendurchmesser bei dieser Leistungsgröße können zwischen 6 - 100 m/m \varnothing betragen.

509813/0609

3. Die Art der Kolbendichtung in der Dosierpumpe ist zunächst unbekannt oder unbegrenzt variabel.
4. Das Verhalten der Kolbendichtung im praktischen Betrieb kann den Reibungswiderstand negativ beeinflussen.

Daraus ergibt sich, daß bei dem kleinsten Hub von 2 m/m genügend Kraft gespeichert werden muß, um die Reibung bei einem Kolbendurchmesser von 100 m/m, sowie die ungünstigste Art und das ungünstigste Verhalten der Kolbendichtung zu überwinden.

Wenn bei der kleinsten Hublänge jedoch schon die erforderliche Kraft gespeichert werden muß, wird bei maximaler Hublänge ein unnötiger Kraftbedarf notwendig, der zwar beim Rückhub den Antrieb entlastet, aber eine stark pulsierende Belastung des Antriebs hervorruft, was wiederum den Verschleiß begünstigt.

Das bedeutet, daß eine Rückholfeder Nachteile aufweist und noch nicht einmal eine Kostenersparnis bringt.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, ein Getriebe zu schaffen, das in erster Linie der Forderung nach pulsationsfreier Förderung genügt. Die Lösung besteht darin, daß die Taumelscheibe mit jeder der axialparallelen Stößelstangen der Pumpe allseitig gelenkig verbunden ist. Durch die gelenkige Verbindung zwischen der Taumelscheibe einerseits und den Stößelstangen andererseits werden die

509813/0609

Störanfälligen, die Rückstellbewegung der Stößelstangen bewirkenden Federn vermieden und der Druck zwischen Stößel und Taumelscheibe verringert, denn beide axialen Bewegungen der Stößelstangen werden nur durch die Taumelscheibe bewirkt. Die erfindungsgemäße Konstruktion ergibt einen zwangsläufigen Antrieb nach beiden Richtungen, dennur die Kräfte aufzubringen hat, die in der jeweiligen Situation benötigt werden.

Jedes Risiko einer Feder ist damit ausgeschaltet und die Störanfälligkeit des Getriebes ist erheblich geringer.

Eine solche allseitig gelenkige Verbindung kann z.B. in ihrer einfachsten Form durch zwischen der Stößelstange und der Taumelscheibe vorgesehene, mit beiden gelenkig verbundene, kurze Zwischenstücke verwirklicht werden, jedoch verfälschen diese durch ihre unterschiedliche Winkelstellung zur Stößelstange während der Taumelbewegung der Scheibe deren axiale Ausschläge und damit die Hubverstellung. Diese bei kurzen Zwischenstücken zwar nicht große Unregelmäßigkeit kann durch ein Kugelgelenk vermieden werden, das jedoch in der Herstellung teuer ist. Daher ist in weiterer Ausbildung der Erfindung vorgesehen, daß die gelenkige Verbindung aus einem auf einer Achse verschiebbaren Kardangelenk besteht.

Auf diese Weise werden die Zwischenstücke vermieden, eine gleichmäßige Stößelgeschwindigkeit, das heißt Kolbengeschwindigkeit und eine stufenlose, linear reproduzierbare

Hublängenverstellung während des Laufs und während des Stillstandes erzielt.

In weiterer Ausgestaltung der Erfindung ist ein Zylinder jedes Kardangelenkes in einem Gehäuse der Stößelstange drehbar und mit einer Bohrung zur Aufnahme einer in ihm verschiebbaren und drehbaren, mit der Taumelscheibe verbundenen geradlinig verlaufenden Führungsstange versehen.

Dadurch wird eine leicht und billig herstellbare Kardan-gelenkverbindung zwischen der Taumelscheibe und den Stößelstangen erreicht, die, als Schwenkpunkt für die Neigungsverstellbarkeit der Taumelscheibe dient, einen konstanten vorderen Totpunkt bei jeder Hublängenverstellung durch Neigungsverstellung der Taumelscheibe ergibt. Der konstante vordere Totpunkt ist nötig, um einen gleichmäßig großen schädlichen Pumpenraum bei allen Hublängen zu erhalten.

Dies ist wichtig bei höheren Drücken (etwa ab 150 atü) in Abhängigkeit von der geforderten Dosiergenauigkeit und der jeweiligen Kompressibilität der Flüssigkeit.

Für die Schwenkbewegung der Taumelscheibe ist diese in einem Kopf der Hohlwelle kreisbogenförmig um den Schwenkpunkt geführt.

Dafür ist eine besonders einfache und bewährte Lösung ein mit der Taumelscheibe durch Kugellager verbundener Taumelscheibenzapfen für die Schwenkbewegung mit einem Zahnsegment

versehen, das mit einem Ritzel zusammenarbeitet, das von einer in der Hohlwelle längsverschieblichen Zahnstange angetrieben wird.

Auf diese Weise ist eine durch die Zahnradübertragung sehr fein regelbare Neigungsverstellung der Taumelscheibe möglich und mittels einer beliebig ausgebildeten Betätigungseinrichtung für die Längsverschiebung der Zahnstange kann die Neigungsverstellung der Taumelscheibe, das heißt die Hublängenverstellung der Pumpe bei laufendem und stehendem Getriebe bedienbar sein.

Die Erfindung ist in der Zeichnung anhand eines Beispiels dargestellt. Es zeigen:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch das Getriebe gemäß der Erfindung
und

Fig. 2 und 3 Längsschnitte durch den Kopf der Hohlwelle.

Das Gehäuse des Getriebes besteht aus den Teilen 1 und 2 sowie aus der Aufnahmeplatte 3 der Pumpe und aus der Deckplatte 4. Angetrieben wird das Verstellgetriebe von einer außerhalb des Gehäuses befindlichen, nicht gezeigten Antriebsvorrichtung, die mittels einer in das Gehäuse hineingeführten Welle 5, an deren in dem Gehäuse befindlichen Ende eine Schnecke 6 angeordnet ist, über ein Schneckenrad 7 auf die Hohlwelle 8, die mit dem Schneckenrad 7 drehfest verbunden

ist, einwirkt. Die Hohlwelle 8 läuft in gehäusefesten Lagern 27 und besitzt an ihrem oberen Ende einen Kopf 9, der mit der Welle starr verbunden ist und einen Taumelscheibenzapfen 10 für die Aufnahme der Taumelscheibenplatte 11 trägt.

In der Hohlwelle 8 läuft die in Längsrichtung verstellbare Zahnstange 13, die mittels einer Paßfeder mit der Hohlwelle 8 und dem Schneckenrad 7 so verbunden ist, daß sie sich zwar zusammen mit diesen Teilen in Umfangsrichtung mitdreht, in Längsrichtung jedoch zur Verstellung der Taumelscheibe 11 in der Hohlwelle 8 verschiebbar ist. Die Zähne 13' der Zahnstange 13 arbeiten mit den Zähnen 14' eines in dem Kopf 9 der Hohlwelle 8 gelagerten Ritzels 14 zusammen, während die Zähne 14'' dieses Ritzels 14 mit den Zähnen eines Zahnsegmentes 15 des Taumelscheibenzapfens 10 kämmen. Das Zahnsegment 15 ist mit einer kreisbogenförmigen Führung 16 in dem Kopf 9 der Hohlwelle 8 um einen ideellen Schwenkpunkt 21, verschwenkbar, um die Neigung der Taumelscheibe 11 zu verstellen. Das Zahnsegment 15 ist, wie die Fig. 2 und 3 zeigen, in der Führung 16 des Kopfes 9 der Hohlwelle 8 durch ein Druckstück 31 mit vorgespannter Tellerfeder 32 und Schraube 33 gesichert.

Die Taumelscheibe 11 besteht aus einem auf dem Taumelscheibenzapfen 10 mittels in beiden axialen Richtungen wirksamer Kugellager 17 drehbaren Gehäuse 10', das mit Führungsstangen 12 fest verbunden ist. Die Zahl der Führungsstangen 12 richtet sich nach der Zahl der ax-

2346836

parallelen Stößel 22 der Arbeitsmaschine. Jeder Stößel 22 ist mittels eines auf einer Achse verschiebbaren Kardan-gelenkes 18 mit einer Führungsstange 12 verbunden. Das Gelenk 18 besteht aus einem an dem getriebeseitigen Ende jedes Stößels 22 vorgesehenen Gehäuse 23 zur Aufnahme eines darin beweglichen Zylinders 19 mit einer Bohrung 20, in der eine der Führungsstangen 12 verschiebbar ist. Die Symmetrieachse eines Zylinders, der mit 19' bezeichnet ist, bildet mit der Mittellinie der Führungsstange 12' den ideellen Schwenkpunkt 21, um den die Taumelscheibe 11 mit Hilfe der Längsverschiebung der Zahnstange 13, des Ritzels 14 und des Taumelscheibenzapfens 10 mit dem Zahnsegment 15 in ihrer Neigung verstellbar ist.

Die Längsverschiebung der Zahnstange 13 wird auf folgende Weise bewerkstelligt. An dem der Arbeitsmaschine abgewandten Ende der Zahnstange 13 sind in einem mit der Zahnstange verbundenen Gehäuse zwei einen Mitnehmer 24 axial haltende Kugellager 28 vorgesehen. Der Mitnehmer 24 ist mit einem in dem Getriebegehäuseteil 1 mittels Gewinde axial verschiebbaren Gewindestück 25 verbunden. Das Gewindestück 25 wird bei der Drehung von Fingern 30 mitgenommen, die aus der in dem Getriebegehäuse 1 drehbar gelagerten, von außen auch während des Betriebes bedienbaren Verstellplatte 26 mit Schaft 29 hervorstehen. Auf dem Schaft 29 kann ein nicht gezeigtes Handrad oder dergleichen aufgesetzt werden.

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Verstellgetriebe, insbesondere für Axialkolbenpumpen mit einer auf die axparallelen Stößelstangen der Pumpe einwirkenden, über Kugellager und einen neigungsverstellbaren Teil mit einer in dem Getriebegehäuse gelagerten, in Drehrichtung angetriebenen Hohlwelle verbundenen, nicht mitdrehenden Taumelscheibe, deren Neigung mittels einer in der Hohlwelle axial verschiebbaren Stange einstellbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Taumelscheibe (11) mit jeder der axparallelen Stößelstangen (22) der Pumpe allseitig gelenkig verbunden ist.
2. Verstellgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die gelenkige Verbindung je aus einem auf einer Achse verschiebbaren Kardangelenk (18) besteht.
3. Verstellgetriebe nach den Ansprüchen 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß ein Zylinder (19) in einem Gehäuse (23) der Stößelstange (22) drehbar und mit einer Bohrung (20) zur Aufnahme einer in ihm verschiebbaren und drehbaren, mit der Taumelscheibe (11) verbundenen geradlinigverlaufenden Führungsstange (12) versehen ist.

509813/0609

2346836

- 10 -

4. Verstellgetriebe nach den Ansprüchen 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Taumelscheibe (11) in einem Kopf (9) der Hohlwelle (8) kreisbogenförmig um den Schwenkpunkt (21') geführt wird.
5. Verstellgetriebe nach den Ansprüchen 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß ein mit der Taumelscheibe (11) über Kugellager (17) verbundener Taumelscheibenzapfen (10) für die Schwenkbewegung mit einem Zahnsegment (15) versehen ist, das mit einem Ritzel (14) zusammenarbeitet, das von einer in der Hohlwelle (8) längsverschieblichen Zahnstange (13) angetrieben wird.

509813/0609

-M.
Leerseite

Fig. 1

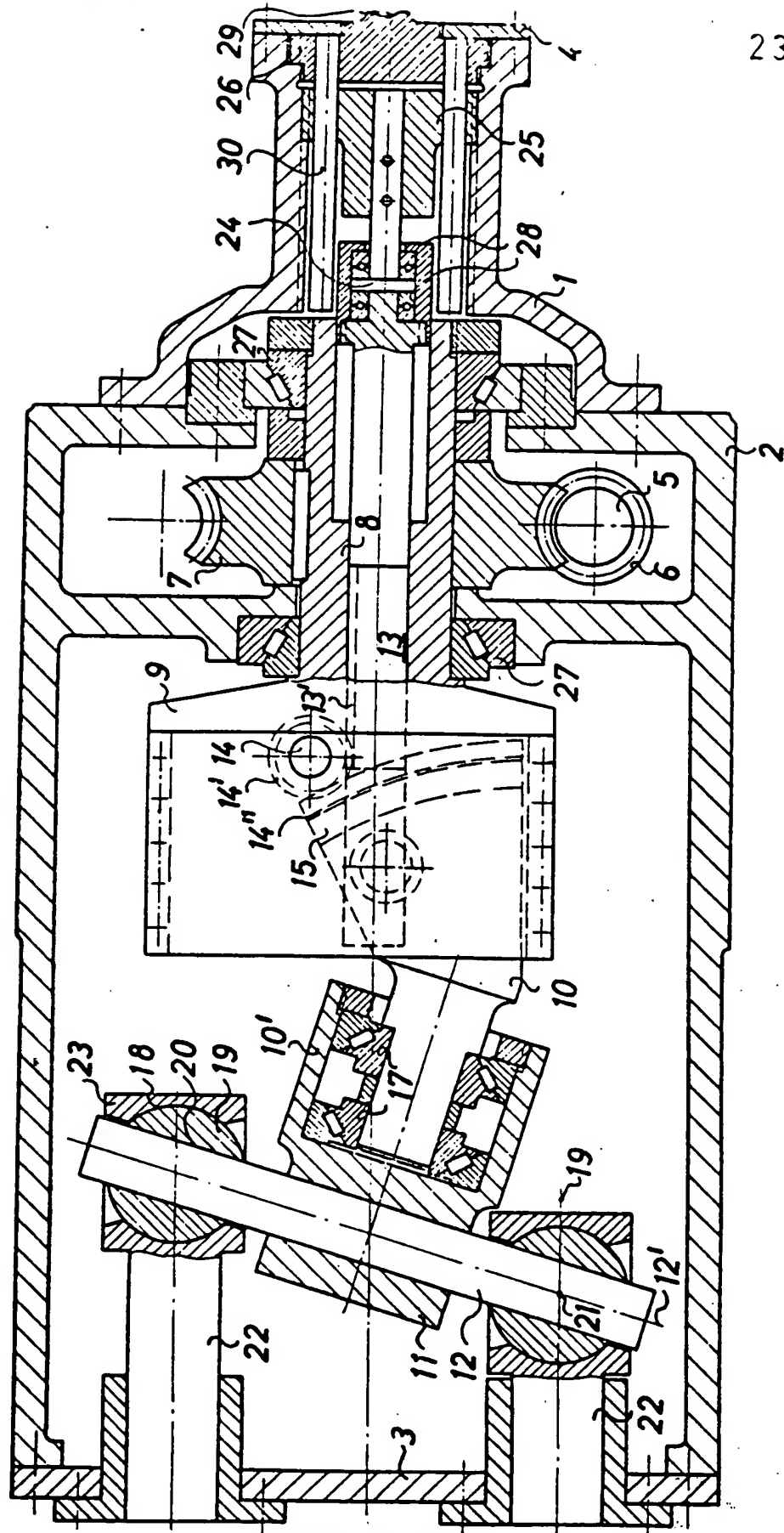


Fig. 2

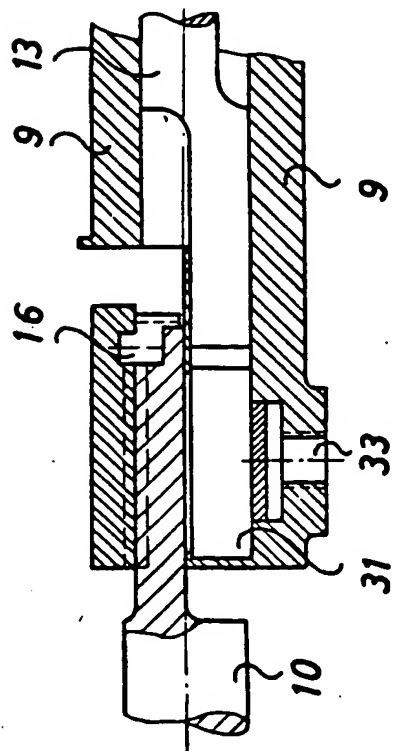
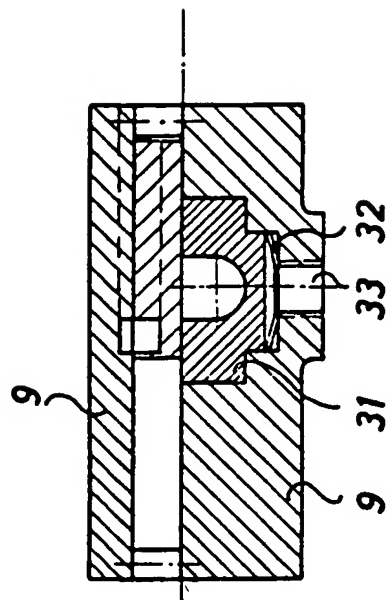


Fig. 3



Hamburg, September 4, 1973
VR 20

Willi Ahrens, 207 Grosshansdorf, Papenwisch 43

Adjusting Mechanism

The invention relates to an adjusting mechanism, particularly for axial piston pumps, having a swash plate that acts on the paraxial plunger rods of the pump, and is connected, by way of ball bearings and a part that can be adjusted in inclination, to a hollow shaft, which is seated in the mechanism housing and is driven in the direction of rotation, the swash plate not co-rotating with the shaft, and with the inclination of the swash plate being adjustable by a rod that can be axially displaced in the hollow shaft.

Mechanisms of this type are required in, for example, axial pumps in numerous branches of industry in which fluid processes must be implemented, switched and supplemented on a daily basis, such as in the chemical industry, the beverage industry and in the preparation of mineral oil and water. Axial piston pumps perform the tasks of measuring, apportioning, mixing, increasing pressure and conveying.

These procedures are controlled manually or, to a greater extent, partially or fully automatically. These versatile application options and the technical requirements clearly indicate that an ideal adjusting mechanism must be accompanied by numerous prerequisites. The most crucial prerequisite is a low susceptibility to breakdowns, and a pulsation-free conveyance over the entire control region [range], which is hardly attainable with spring-loaded plunger rods at 100-200 Hpm. This ensues from the following consideration:

In known adjusting mechanisms, the springs are supposed to assure contact between the plunger and the swash plate in every operating position. This presupposes the following:

1. For every established stroke length, the force stored in the spring must be sufficient to overcome all resistances in order to bring the plunger into contact.
2. Precise knowledge of the resistances so that the spring dimensions can be selected such that, even with the smallest stroke, the force needed to overcome the resistance is present.

The adjusting mechanism in accordance with the invention is intended to satisfy the following conditions:

1. It travels with a stroke length between 2 and 45 m/m.
2. The piston diameters at this output can be between 6 and 100 m/m Ø.
3. The type of piston compression in the metering pump is initially unknown, or

- infinitely variable.
4. The nature of the piston compression in practical operation can negatively impact the frictional resistance.

Consequently, for the smallest stroke of 2 m/m, sufficient force must be stored to overcome the friction with a piston diameter of 100 m/m, as well as the unfavorable type and nature of the piston compression.

If the necessary force must already be stored with the smallest stroke length, however, at the maximum stroke length an unnecessary force requirement becomes necessary; while this relieves the drive during the return stroke, it inflicts an intensely pulsing stress on the drive, which in turn promotes wear.

This means that a restoring spring is disadvantageous, and is associated with high costs.

It is therefore the object of the invention to create a mechanism that first and foremost meets the requirement of a pulsation-free conveyance. The solution lies in an all-around flexible connection of the swash plate with each of the paraxial plunger rods of the pump. The flexible connection between the swash plate and the plunger rods eliminates the use of springs to affect the restoring movement of the plunger rods, the springs being susceptible to breakdowns, and reduces the pressure between the plunger rods and the swash plate, because the swash plate alone affects both axial movements of the rods. The inventive construction affects a compulsory drive in both directions that need only exert the forces required in the respective situation.

Thus, any risk associated with springs is precluded, and the mechanism is far less susceptible to breakdowns.

In its simplest form, an all-around flexible connection can be produced by short intermediate members that are provided between the plunger rods and the swash plate, and are flexibly connected to both. Because these members assume different angular positions relative to the plunger rod during the wobbling movement of the plate, however, they distort the deflections of the swash plate and therefore the stroke adjustment. This irregularity, which is not significant with short intermediate members, can be avoided with a ball-and-socket joint; such a joint is, however, costly to produce. Therefore, in a further embodiment of the invention, it is provided that the flexible connection comprises a cardan joint that can be displaced on a shaft.

This solution avoids the intermediate members and attains a uniform plunger speed, i.e., piston speed, and an infinite, linearly reproducible stroke-length adjustment during the operative and inoperative states.

In a further embodiment of the invention, a cylinder of each cardan joint can rotate in a housing of the plunger rod, and is provided with a bore for receiving a guide rod that can rotate and be displaced inside the cylinder, is connected to the swash plate and travels

on a linear path.

Thus, a cardan-joint connection between the swash plate and the plunger rods is attained, which is simple and inexpensive to produce, serves as the pivot point for the adjustment of the swash-plate inclination, and constitutes a constant, forward dead center for each stroke-length adjustment through the adjustment of the swash-plate inclination. The constant, forward dead center is necessary for maintaining a uniform dead pump space for all stroke lengths.

This is crucial at higher pressures (e.g., as of 150 [atmospheric positive pressure]) as a function of the required metering precision and the respective compressibility of the fluid.

In the head of the hollow shaft, the swash plate is guided to pivot on a circular-arc course about the pivoting point.

A particularly simple, proven solution is to provide a swash-plate journal, which is connected to the swash plate by ball bearings, with a toothed segment that meshes with a pinion driven by a toothed rod that can be longitudinally displaced in the hollow shaft to effect the pivoting movement.

The gear transmission thus permits a very precisely-controllable adjustment of the swash-plate inclination, and an actuation device of arbitrary design for longitudinally displacing the toothed rod can effect the adjustment of the swash-plate inclination, that is, the stroke-length adjustment of the pump, when the mechanism is operative and inoperative.

The invention is illustrated by way of an embodiment in the drawing. Shown are:

- Fig. 1 a longitudinal section through the mechanism according to the invention;
and
Figs. 2 and 3 longitudinal sections through the head of the hollow shaft.

The mechanism housing comprises the parts 1 and 2, as well as the receiving plate 3 of the pump and the cover plate 4. The adjusting mechanism is driven by a drive device, not shown, which is located outside of the housing; by way of a worm gear 7 that is connected, fixed against relative rotation, to the hollow shaft 8; the mechanism acts on the hollow shaft 8 using a shaft 5 that is guided into the housing, with a worm 6 being disposed at the end of the shaft that is located in the housing. The hollow shaft 8 travels in bearings 27, which are secured to the housing, and has at its upper end a head 9 that is rigidly connected to the shaft and supports a swash-plate journal 10 for receiving the swash plate 11.

The rack 13, which can be adjusted longitudinally, extends inside the hollow shaft 8. The rack is connected by a [feather key] to the hollow shaft 8 and the worm gear 7 such that it co-rotates with these parts in the circumferential direction, but can be longitudinally

displaced in the hollow shaft 8 for adjusting the swash plate 11. The teeth 13' of the rack 13 mesh with the teeth 14' of a pinion 14 seated in the head 9 of the hollow shaft 8, while the teeth 14'' of this pinion 14 mesh with the teeth of a toothed segment 15 of the swash-plate journal 10. In the head 9 of the hollow shaft 8, the toothed segment 15 can pivot, with a circular-arc guide 16, about an imaginary pivot point 21 for adjusting the inclination of the swash plate 11. As shown in Figs. 2 and 3, the toothed segment 15 is secured in the guide 16 of the head 9 of the hollow shaft 8 by a pressure member 31 with a prestressed disk spring 32 and a screw 33.

The swash plate 11 comprises a housing 10', which can rotate on the swash-plate journal 10 by means of ball bearings 17 that act in both axial directions, the housing being fixedly connected to guide rods 12. The number of guide rods 12 depends on the number of paraxial plungers 22 of the machine. Each plunger 22 is connected to a guide rod 12 by a cardan joint 18 that can be displaced on a shaft. The joint 18 comprises a housing 23, which is provided at the mechanism-side end of each plunger 22, for receiving a cylinder 19 that moves inside the housing and is provided with a bore 20, in which one of the guide rods 12 can be displaced. The axis of symmetry of a cylinder, represented by 19', and the center line of the guide rod 12' form the imaginary pivot point 21, about which the swash plate 11 can be adjusted in its inclination through the longitudinal displacement of the rack 13, the pinion 14 and the swash-plate journal 10 with the toothed segment 15.

The rack 13 is longitudinally displaced as follows: At the end of the rack 13 facing away from the machine, two ball bearings 28 that axially support a carrier 24 are provided in a housing that is connected to the rack. The carrier 24 is connected to a threaded member 25 that can be axially displaced in the mechanism housing part 1 along a threaded segment. The threaded member 25 is carried along in the rotation of fingers 30 projecting with a shaft 29 from the adjusting plate 26, which is rotatably seated in the mechanism housing 1 and can be operated externally during operation. A handwheel or the like, not shown, can be mounted on the shaft 29.

2346836

Hamburg, September 4, 1973

VR 20

CLAIMS

1. An adjusting mechanism, particularly for axial piston pumps, having a swash plate that acts on the paraxial plunger rods of the pump, and is connected by way of ball bearings and a part that can be adjusted in inclination to a hollow shaft, which is seated in the mechanism housing and is driven in the direction of rotation, with the swash plate not co-rotating with the shaft, and with the inclination of the swash plate being adjustable by a rod that can be axially displaced in the hollow shaft, characterized in that the swash plate (11) is flexibly connected on all sides to each of the paraxial plunger rods (22) of the pump.
2. The adjusting mechanism according to claim 1, characterized in that the flexible connection comprises a respective cardan joint (18) that can be displaced on a shaft.
3. The adjusting mechanism according to claims 1 and 2, characterized in that a cylinder (19) can rotate in a housing (23) of the plunger rod (22), and is provided with a bore (20) for receiving a guide rod (12) that can rotate and be displaced in the cylinder and is connected to the swash plate (11) so as to travel on a straight path.
4. The adjusting mechanism according to claims 1 through 3, characterized in that, in a head (9) of the hollow shaft (8), the swash plate (11) is guided on a circular-arc course about the pivot point (21').
5. The adjusting mechanism according to claims 1 through 4, characterized in that a swash-plate journal (10) that is connected to the swash plate (11) by way of ball bearings (17) is provided with a toothed segment (15) for the pivoting movement, the segment meshing with a pinion (14) driven by a rack (13) that can be longitudinally displaced in the hollow shaft (8).